

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Tsuneyasu NOHARA et al.
Title: VARIABLE COMPRESSION RATIO SYSTEM FOR INTERNAL
COMBUSTION ENGINE AND METHOD FOR CONTROLLING THE
SYSTEM
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 10/27/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-320758 filed 11/05/2002.

Respectfully submitted,

Date: October 27, 2003

By



FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 1 月 5 日
Date of Application:

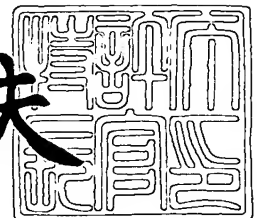
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 2 0 7 5 8
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 3 2 0 7 5 8]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 会 社
Applicant(s):

2 0 0 3 年 8 月 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-00855

【提出日】 平成14年11月 5日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 45/00

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 野原 常靖

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 田中 儀明

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 竹村 信一

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 青山 俊一

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

 【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】**【識別番号】** 100062199**【住所又は居所】** 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
国特許事務所**【弁理士】****【氏名又は名称】** 志賀 富士弥**【電話番号】** 03-3545-2251**【選任した代理人】****【識別番号】** 100096459**【弁理士】****【氏名又は名称】** 橋本 剛**【選任した代理人】****【識別番号】** 100086232**【弁理士】****【氏名又は名称】** 小林 博通**【選任した代理人】****【識別番号】** 100092613**【弁理士】****【氏名又は名称】** 富岡 潔**【手数料の表示】****【予納台帳番号】** 010607**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 9707561**【プルーフの要否】** 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の可変圧縮比装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 制御軸の回転位置に応じて内燃機関の圧縮比を連続的に変化させることが可能な可変圧縮比機構と、内燃機関の運転条件に応じた回転位置となるように上記制御軸を回転方向に駆動する油圧アクチュエータと、を備えてなる内燃機関の可変圧縮比装置において、

上記油圧アクチュエータの油圧源として、内燃機関の出力によって機械的に駆動される機械駆動式オイルポンプが用いられるとともに、上記油圧アクチュエータへ供給される油圧を機関運転条件に応じて可変制御する油圧制御手段が設けられていることを特徴とする内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 2】 上記油圧制御手段は、圧縮比を変化させる際の応答性の上で必要な油量に対応した第 1 の油圧と、圧縮比の保持に必要な第 2 の油圧と、の中で、相対的に高い方の油圧を目標の油圧とすることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 3】 上記油圧アクチュエータと上記オイルポンプとの間に、油圧供給を切り換える切換弁が介装されており、上記油圧制御手段は、この切換弁上流の油圧を機関運転条件に応じて可変制御することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 4】 上記切換弁上流の油圧を検出する油圧検出手段を有し、上記油圧制御手段は、検出した油圧に基づいて油圧制御を行うことを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 5】 上記油圧制御手段は、上記オイルポンプの吐出側から作動油の一部をリリースする可変リリース弁からなり、この可変リリース弁のリリース量により油圧を制御することを特徴とする請求項 3 または 4 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 6】 上記油圧制御手段は、上記切換弁と上記オイルポンプとの間に介装された逆止弁と、この逆止弁と上記切換弁との間に接続された油圧アキュムレータと、を含み、上記油圧アキュムレータ内の油圧を可変制御することを特徴

とする請求項 3 または 4 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 7】 上記オイルポンプと上記逆止弁との間に、オイルポンプ吐出圧を開放するアンロード弁が接続されており、上記油圧アキュムレータ内の油圧が所定レベル以上であるときに、該アンロード弁を開くことを特徴とする請求項 6 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 8】 上記オイルポンプがクラッチ機構を介して機関出力によって駆動されており、上記油圧アキュムレータ内の油圧が所定レベル以上であるときに、上記クラッチ機構を遮断状態とすることを特徴とする請求項 6 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 9】 機関回転数が所定の高速域にあるときに、最低圧縮比に制御するとともに、上記クラッチ機構を遮断状態とすることを特徴とする請求項 8 に記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 10】 過給機付内燃機関に適用したことを特徴とする請求項 1～9 のいずれかに記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【請求項 11】 上記可変圧縮比機構は、一端がピストンにピストンピンを介して連結されたアップリンクと、このアップリンクに揺動可能に連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられたロアリンクと、一端が上記ロアリンクに揺動可能に連結されるとともに、他端が上記制御軸の偏心カム部に揺動可能に支持されたコントロールリンクと、を備えていることを特徴とする請求項 1～10 のいずれかに記載の内燃機関の可変圧縮比装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、運転条件に応じて圧縮比を連続的に可変制御可能な内燃機関の可変圧縮比装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

本出願人は、先に、レシプロ式内燃機関の圧縮比可変機構として、複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピス

トン上死点位置を変化させるようにした機構を種々提案している（例えば特許文献1）。これは、ピストンにピストンピンを介して連結されたアップリンクと、上記アップリンクにアップピンを介して揺動可能に連結され、かつクランクシャフトのクランクピンに回転可能に装着されたロアリンクと、一端が上記ロアリンクにコントロールピンを介して揺動可能に連結されたコントロールリンクと、シリンダブロックに回転可能に設けられ、かつ上記コントロールリンクの他端を揺動自在に支持する偏心カム部を備えた制御軸と、を備えたものであって、上記制御軸の回転位置（つまり偏心カム部の偏心方向）をアクチュエータを介して機関運転条件に応じて制御することで機関圧縮比を可変制御する構成となっている。そして上記特許文献1の装置では、制御軸を駆動するために電動式のアクチュエータつまり電動モータを用いている。

【0003】

【特許文献1】

特開 2002-115571号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような構成においては、機関の運転中にコントロールリンクに加わる荷重が上記偏心カム部に作用し、この結果、制御軸に回転モーメントが発生するので、制御軸を回転方向に駆動するアクチュエータは、圧縮比変化中は勿論のこと、圧縮比を一定に保持する間も、この回転モーメントに対抗する必要がある。そのため、アクチュエータの駆動に消費されるエネルギーは大きい。

【0005】

特に、上記のように電動式のアクチュエータとすると、機関が発生する出力をモータ出力に変換するまでの効率が低いことから、消費エネルギーが一層大きなものとなる。

【0006】

また、一方、制御軸に加わる力は、燃焼圧の影響が大きいことから、負荷によって左右され、機関が低速回転であっても、負荷が高いときには、大きな回転モーメントが制御軸に作用する。従って、アクチュエータとして油圧アクチュエー

タを用いた場合には、この回転モーメントに対抗し得るように、高い油圧を用いた高出力のアクチュエータとする必要があるが、油圧を高くすると、それだけアクチュエータや切換弁等の各部からの漏れ量が増大し、この漏れ量に伴うエネルギー損失が大となる。

【0007】

【課題を解決するための手段】

この発明の内燃機関の可変圧縮比装置は、制御軸の回転位置に応じて内燃機関の圧縮比を連続的に変化させることが可能な可変圧縮比機構と、内燃機関の運転条件に応じた回転位置となるように上記制御軸を回転方向に駆動する油圧アクチュエータと、を備えたものであり、上記油圧アクチュエータの油圧源として、内燃機関の出力によって機械的に駆動される機械駆動式オイルポンプが用いられる。

【0008】

そして、特に、本発明では、上記油圧アクチュエータへ供給される油圧を機関運転条件に応じて可変制御する油圧制御手段が設けられている。

【0009】

より具体的には、上記油圧アクチュエータと上記オイルポンプとの間に、油圧供給を切り換える切換弁が介装されており、上記油圧制御手段は、この切換弁上流の油圧を機関運転条件に応じて可変制御するようになっている。

【0010】

前述のように、圧縮比制御の上で制御軸に要求されるトルクは、機関の負荷と回転数とによって異なり、例えば低速低負荷域では、必要なトルクは小さい。従って、このような場合に、オイルポンプから油圧アクチュエータへ供給する油圧を、必要十分な範囲で低くすれば、油圧アクチュエータや切換弁等の各部からの漏れ量を抑制でき、この漏れ量に伴う消費エネルギーが小さくなる。なお、同じ漏れ隙間において、漏れ量は、油圧の2乗に比例する。また、油圧を低くすれば、同じ作動油供給量で比較した場合に、消費エネルギーがより小さくなる。

【0011】

【発明の効果】

この発明によれば、機械駆動式のオイルポンプにより油圧アクチュエータを駆動する構成とすることで、機関出力をより効率よく利用することができるとともに、運転条件に応じた適宜な油圧に可変制御することにより、油圧アクチュエータの駆動に伴う消費エネルギーを抑制することができる。

【 0 0 1 2 】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【 0 0 1 3 】

図 1 は、複リンク式のピストンクランク機構からなる可変圧縮比機構を用いた本発明の一実施例を示している。

【 0 0 1 4 】

図示するように、シリンダブロック 5 に形成されたシリンダ 6 内に、ピストン 1 が摺動可能に配設されており、このピストン 1 に、アッパリンク 1 1 の一端がピストンピン 2 を介して揺動可能に連結されている。このアッパリンク 1 1 の他端は、第 1 連結ピン 1 2 を介してロアリンク 1 3 の一端部に回転可能に連結されている。このロアリンク 1 3 は、その中央部においてクランクシャフト 3 のクランクピン 4 に揺動可能に取り付けられている。なお、ピストン 1 は、その上方に画成される燃焼室から燃焼圧力を受ける。また、クランクシャフト 3 は、クランク軸受ブラケット 7 によってシリンダブロック 5 に回転可能に支持されている。

【 0 0 1 5 】

上記ロアリンク 1 3 の他端部には、コントロールリンク 1 5 の一端が第 2 連結ピン 1 4 を介して回転可能に連結されている。このコントロールリンク 1 5 の他端は、シリンダブロック 5 を主体とした内燃機関本体の一部に揺動可能に支持されており、かつ、圧縮比の変更のために、その揺動支点が、内燃機関本体に対して変位可能となっている。具体的には、クランクシャフト 3 と平行に延びた制御軸 1 8 に、円形の偏心カム部 1 9 が偏心して設けられており、この偏心カム部 1 9 の外周面に上記コントロールリンク 1 5 の他端が回転可能に嵌合している。上記制御軸 1 8 は、上記のクランク軸受ブラケット 7 と制御軸受ブラケット 8 との間に回転可能に支持されている。

【0016】

従って、圧縮比の変更のために、後述する油圧アクチュエータにより制御軸 18 を回転駆動すると、コントロールリンク 15 の揺動支点となる偏心カム部 19 の中心位置が機関本体に対して移動する。これにより、コントロールリンク 15 によるロアリンク 13 の運動拘束条件が変化して、クランク角に対するピストン 1 の行程位置が変化し、ひいては機関圧縮比が変更されることになる。

【0017】

図 2 は、上記制御軸 18 の回転方向と圧縮比との関係を説明する説明図であって、点 P e は、上記の揺動支点となる偏心カム部 19 の中心、点 P c は、制御軸 18 の中心、をそれぞれ示し、制御軸 18 の回転に伴って、点 P e が点 P c の周りに移動することになる。図示した初期位置では、点 P e が点 P c の左側にあるので、制御軸 18 を矢印 (1) のように時計回り方向に回転すると、点 P e が上方へ動き、コントロールリンク 15 が矢印 (2) のように上方へ移動する。これにより、ロアリンク 13 が矢印 (3) のように反時計回り方向に回転し、アッパリンク 11 が矢印 (4) のように下降する。そのため、ピストン 1 の位置も矢印 (5) のように下降し、結果として、圧縮比が低下する。つまり、図 2 に示した初期位置から制御軸 18 を時計回り方向に回転すると、圧縮比は低下する。逆に反時計回り方向に回転すれば、圧縮比は上昇する。

【0018】

図 3 は、上記制御軸 18 を回転方向に駆動する油圧回路の構成を示している。この実施例では、油圧アクチュエータ 31 は、ロッド 51 が直線移動する複動型ピストン-シリンダ機構から構成されている。上記のロッド 51 との連係のために、制御軸 18 の適宜位置に、軸方向に所定間隔だけ離れた一対のレバー 50 が固定されており、かつこのレバー 50 に、制御軸 18 の半径方向に沿ったスリット 50 a がそれぞれ形成されている。

【0019】

上記レバー 50 と上記ロッド 51 とは、円柱状のピン 52 によって連結されているが、このピン 52 の両端部に、レバー 50 のスリット 50 a に対応した幅の二面幅部 52 a が形成されており、この部分が上記スリット 50 a にスライド可

能に係合している。そして、ピン 52 の中央部は円筒面をなし、ロッド 51 の一端部 51a に形成されたピン孔 51b 内に回転可能に支持されている。

【0020】

上記ロッド 51 は、アクチュエータハウジング 54 の筒状のスリーブ 54a にスライド可能に嵌合する大径部 51c を有し、この大径部 51c の基端に円盤状のピストン 53 を有している。

【0021】

上記アクチュエータハウジング 54 内は、上記ピストン 53 によって、制御軸 18 寄りに位置する第 1 油室 55 と反対側に位置する第 2 油室 56 とに仕切られており、上記第 1 油室 55 を貫通して上記ロッド 51 が制御軸 18 側へ延びている。上記第 1 油室 55 には第 1 油通路 57 が、上記第 2 油室 56 には第 2 油通路 58 が、それぞれ接続されており、4 ポート 3 位置電磁弁からなる方向切換弁 59 を介して、ポンプ側通路 61 とドレン通路 62 とに、選択的に連通するように構成されている。上記ポンプ側通路 61 は、オイルポンプ 60 の出口側に連通している。

【0022】

従って、図示せぬエンジンコントロールユニットが上記方向切換弁 59 を適宜に切換制御することにより、第 1, 第 2 油室 55, 56 の一方に高圧の作動油が導入されると同時に他方から作動油が排出されて、ピストン 53 およびロッド 51 が左右方向に移動し、制御軸 18 を所望の位置まで回転させることができる。なお、制御軸 18 の実際の回転角度が図示せぬ回転角センサによって検出され、この検出信号に基づいて制御軸 18 の回転位置がフィードバック制御される。

【0023】

ここで、上記オイルポンプ 60 としては、ベルト 64 を介して内燃機関のクランクプリー 63 により機械的に駆動される機械駆動式オイルポンプが用いられている。また、オイルポンプ 60 吐出側のポンプ側通路 61 からリリーフ通路 65 が分岐しており、ここに、油圧制御手段として、可変リリーフ弁 66 が介装されている。この可変リリーフ弁 66 の開度は、上記ポンプ側通路 61 内の油圧を検出する圧力センサ 67 の検出信号に基づいて制御され、オイルポンプ 60 が吐出

した作動油の一部をオイルパン 68 側へリリーフすることで、ポンプ側通路 61 内の油圧を目標油圧に制御している。

【0024】

油圧の設定について説明すると、上記の目標油圧を定める上で、制御軸 18 をそれぞれの回転位置に保持するために必要な油圧と、圧縮比変化時の応答性を満足するために必要な油圧と、を考慮する必要がある。前述したように、多くの運転領域では、制御軸 18 に加わる回転モーメントとしては、燃焼圧による荷重が支配的であり、これは、制御軸 18 を低圧縮比側へ回転させる方向に作用する。制御軸 18 をある回転位置に保持するためには、この低圧縮比側への回転力に対抗する力が必要であり、これに必要な油圧が、制御軸 18 の保持に必要な油圧となる。一方、ある定常状態から、制御軸 18 を作動させるためには、目標応答時間があるので、この目標応答時間内に油圧アクチュエータ 31 にどれだけの作動油量を供給する必要があるかを算出することにより、その定常状態での作動に対する要求油量が決まる。特に、応答性の要求は、負荷が上昇したときのノッキング回避が主であり、このとき、高圧縮比状態から低圧縮比側へ変化させることになるが、これは、制御軸 18 が燃焼圧により回転モーメントを受ける方向と同じであるので、応答性は、油圧よりもむしろ油量によって左右される。つまり、この応答性の上では、必要な油量が定まる。このように過渡時の作動に必要な油量が決まれば、油圧アクチュエータ 31 を含む油圧系の特性により、必要な油圧が決まることになる。

【0025】

そして、これらの 2 つの油圧の中で、相対的に高い方の油圧が、上記の目標油圧となる。これにより、圧縮比変化時の応答性を損なうことなく、方向切換弁 59 直前の油圧を最低限まで低くでき、それだけ消費エネルギーを少なくすることができる。特に、油圧を低くすることで、オイルポンプ 60 の駆動に要するエネルギーが減少するのは勿論のこと、方向切換弁 59 や油圧アクチュエータ 18 での漏れ量が少なくなり、この漏れ量の補充に要する消費エネルギーを抑制できる。

【0026】

図 4 は、運転条件に対する圧縮比の制御特性を示しており、負荷の低い領域で

は、熱効率を向上させるために高圧縮比となり、また負荷の高い領域では、ノッキングが発生しやすくなるので、圧縮比は低く制御される。つまり、図示するように、基本的に負荷が低いほど高圧縮比になるように制御される。

【0027】

このような圧縮比の特性に対し、制御軸 18 の駆動に必要な要求トルクの最大値は、図 5 に示すような特性となる。なお、オイルポンプ 60 は機関のクランクシャフト 3 に同期して回転するので、基本的に、機関回転数が高くなると、発生油圧は上昇する。

【0028】

次に、油圧制御手段の第 2 の実施例を図 6 に基づいて説明する。この実施例においては、ポンプ側通路 61 に逆止弁 71 が介装されているとともに、この逆止弁 71 と方向切換弁 59 との間に、油圧を蓄える油圧アキュムレータ 72 が接続されている。圧力センサ 67 は、逆止弁 71 と方向切換弁 59 との間の圧力つまりこの油圧アキュムレータ 72 内の圧力を検出している。また、リリース通路 65 が、ポンプ側通路 61 の逆止弁 71 よりもオイルポンプ 60 寄りの位置で分岐しており、かつこのリリース通路 65 に、アンロード弁 73 が介装されている。

【0029】

この実施例の構成においては、オイルポンプ 60 から吐出された作動油の油圧が逆止弁 71 の作用により油圧アキュムレータ 72 内に蓄えられる。そして、油圧アキュムレータ 72 内の油圧が十分であれば、図示せぬ制御回路によりアンロード弁 73 が開かれ、オイルポンプ 60 の吐出圧が開放される。これにより、オイルポンプ 60 の前後圧力差が小さくなり、その消費エネルギーが小さくなる。

【0030】

図 7 は、上記実施例における油圧制御の流れを示すフローチャートであって、まず内燃機関の運転条件（例えば、機関回転数、吸入空気量、圧縮比）を読み込み（ステップ 1）、これに応じて、油圧アキュムレータ 72 の上限油圧 P1 および下限油圧 P2 を設定する（ステップ 2）。これらの油圧の値は、そのときの要求油圧つまり前述した目標油圧を P0 とすると、 $P0 < P2 < P1$ の関係となる。そして、圧力センサ 67 により検出された油圧アキュムレータ 72 内の油圧 P

n を読み込み（ステップ3）、かつアンロード弁73が開状態であるか閉状態であるかを判別する（ステップ4）。アンロード弁73が閉じている場合には、検出油圧 P_n が上限油圧 P_1 を越えているか判定し（ステップ5）、もし $P_n > P_1$ であれば、アンロード弁73を開く（ステップ6）。一方、アンロード弁73が開いている場合には、検出油圧 P_n が下限油圧 P_2 を下回っているか判定し（ステップ7）、もし $P_n < P_2$ であれば、アンロード弁73を閉じる。このようにして、油圧アキュムレータ72内の油圧 P_n は、常に、下限油圧 P_2 と上限油圧 P_1 との間に維持される。

【0031】

次に、油圧制御手段の第3の実施例を図8に基づいて説明する。この実施例においては、第2の実施例と同様に、ポンプ側通路61に逆止弁71が介装されているとともに、この逆止弁71と方向切換弁59との間に、油圧を蓄える油圧アキュムレータ72が接続されており、かつ圧力センサ67が、油圧アキュムレータ72内の圧力を検出している。そして、この実施例では、オイルポンプ60が、電磁クラッチなどからなるクラッチ機構81を介してクランクシャフト3により駆動されるようになっている。

【0032】

この実施例の構成においては、オイルポンプ60から吐出された作動油の油圧が逆止弁71の作用により油圧アキュムレータ72内に蓄えられる。そして、油圧アキュムレータ72内の油圧が十分であれば、図示せぬ制御回路によりクラッチ機構81がOFFつまり動力遮断状態となる。これにより、オイルポンプ60が停止され、その消費エネルギーが小さくなる。

【0033】

図9は、上記実施例における油圧制御の流れを示すフローチャートであって、まず内燃機関の運転条件（例えば、機関回転数、吸入空気量、圧縮比）を読み込み（ステップ1）、これに応じて、油圧アキュムレータ72の上限油圧 P_1 および下限油圧 P_2 を設定する（ステップ2）。これらの油圧の値は、第2の実施例と同じであり、そのときの要求油圧つまり前述した目標油圧を P_0 とすると、 $P_0 < P_2 < P_1$ の関係となる。そして、圧力センサ67により検出された油圧ア

キュムレータ 72 内の油圧 P_n を読み込み (ステップ 3)、かつクラッチ機構 81 が締結状態であるか遮断状態であるかを判別する (ステップ 4)。クラッチ機構 81 が締結状態である場合には、検出油圧 P_n が上限油圧 P_1 を越えているか判定し (ステップ 5)、もし $P_n > P_1$ であれば、クラッチ機構 81 を遮断してオイルポンプ 60 を停止する (ステップ 6)。一方、クラッチ機構 81 が遮断状態である場合には、検出油圧 P_n が下限油圧 P_2 を下回っているか判定し (ステップ 7)、もし $P_n < P_2$ であれば、クラッチ機構 81 を締結し、オイルポンプ 60 の駆動を再開する。このようにして、油圧アキュムレータ 72 内の油圧 P_n は、常に、下限油圧 P_2 と上限油圧 P_1 との間に維持される。

【0034】

図 10 および図 11 は、上記の第 3 の実施例の変形例であり、図 10 に圧縮比制御特性を示すように、高速域では、最低圧縮比に制御されるようになっている。前述したように、燃焼圧により制御軸 18 へ作用する回転モーメントは、制御軸 18 を低圧縮比側へ回転させる方向に作用するので、制御軸 18 の回転を最低圧縮比の位置で停止させる何らかのストッパ手段を設けておけば、自然にその位置に安定する。そこで、この場合には、上記の高速域において、制御軸 18 の位置を保持するための油圧が不要となる。従って、図 11 に示すように、機関回転数が上記の最低圧縮比となる回転数 N_1 よりも高いか判定し (ステップ 9)、これよりも高速域であれば、ステップ 10 へ進んで、クラッチ機構 81 を遮断し、オイルポンプ 60 を停止させる。

【0035】

このように高速域でオイルポンプ 60 を停止するように構成すれば、機械的に駆動されるオイルポンプ 60 の最大回転数を低く設定することができ、オイルポンプ 60 の小型軽量化が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明に係る可変圧縮比装置全体の一実施例を示す断面図。

【図 2】

制御軸の回転による圧縮比変化の作用を説明する説明図。

【図 3】

油圧制御手段の第 1 の実施例を示す構成説明図。

【図 4】

圧縮比の制御特性を示す特性図。

【図 5】

制御軸の駆動に必要な要求トルクの特性を示す特性図。

【図 6】

油圧制御手段の第 2 の実施例を示す構成説明図。

【図 7】

この実施例における油圧制御の流れを示すフローチャート。

【図 8】

油圧制御手段の第 3 の実施例を示す構成説明図。

【図 9】

この実施例における油圧制御の流れを示すフローチャート。

【図 1 0】

圧縮比の制御特性の異なる例を示す構成説明図。

【図 1 1】

この制御特性の場合の油圧制御の流れを示すフローチャート。

【符号の説明】

1 5…コントロールリンク

1 8…制御軸

1 9…偏心カム部

3 1…油圧アクチュエータ

5 9…方向切換弁

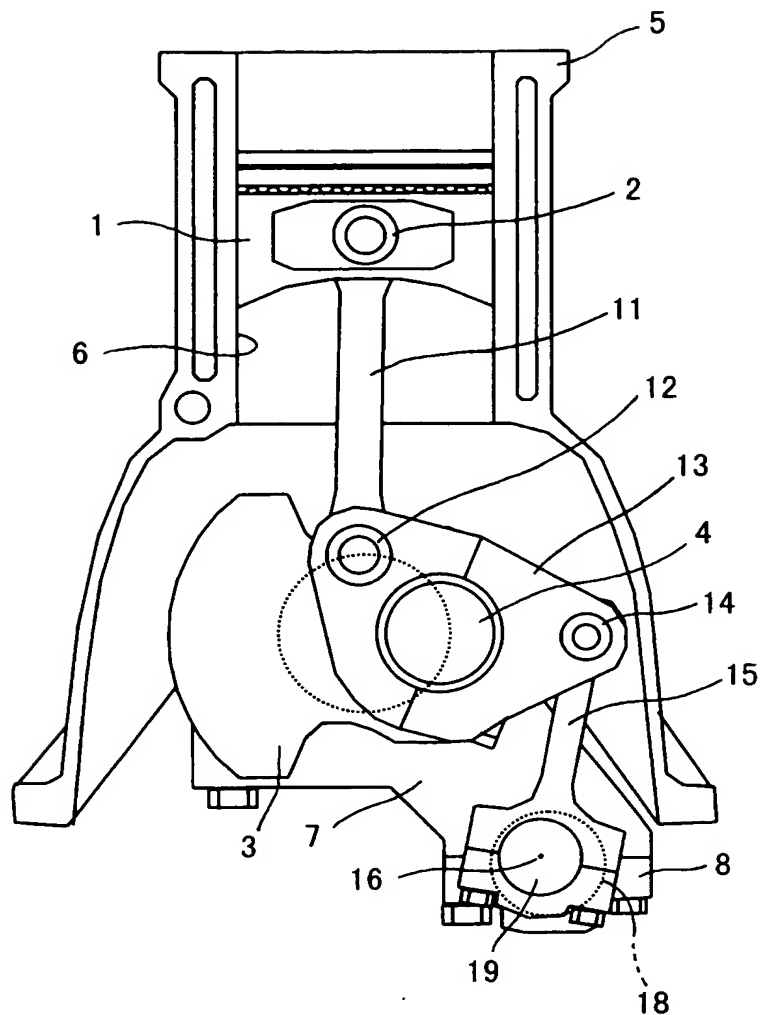
6 0…オイルポンプ

6 6…可変リリーフ弁

6 7…圧力センサ

【書類名】 図面

【図 1】

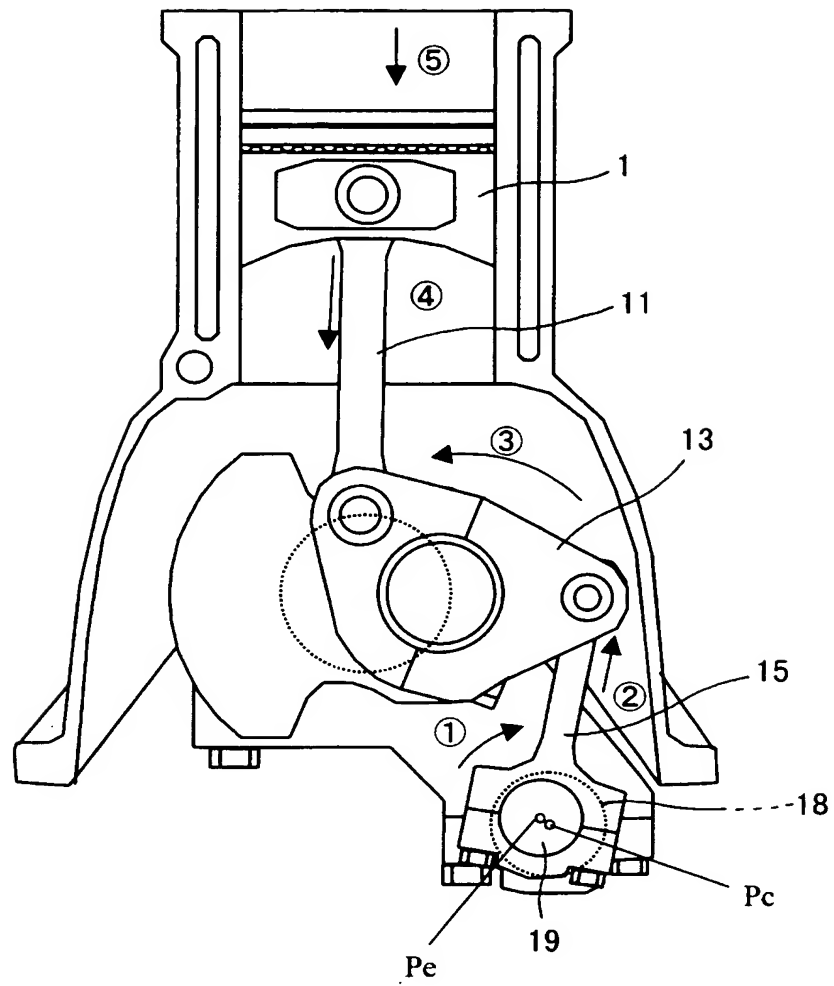


15…コントロールリンク

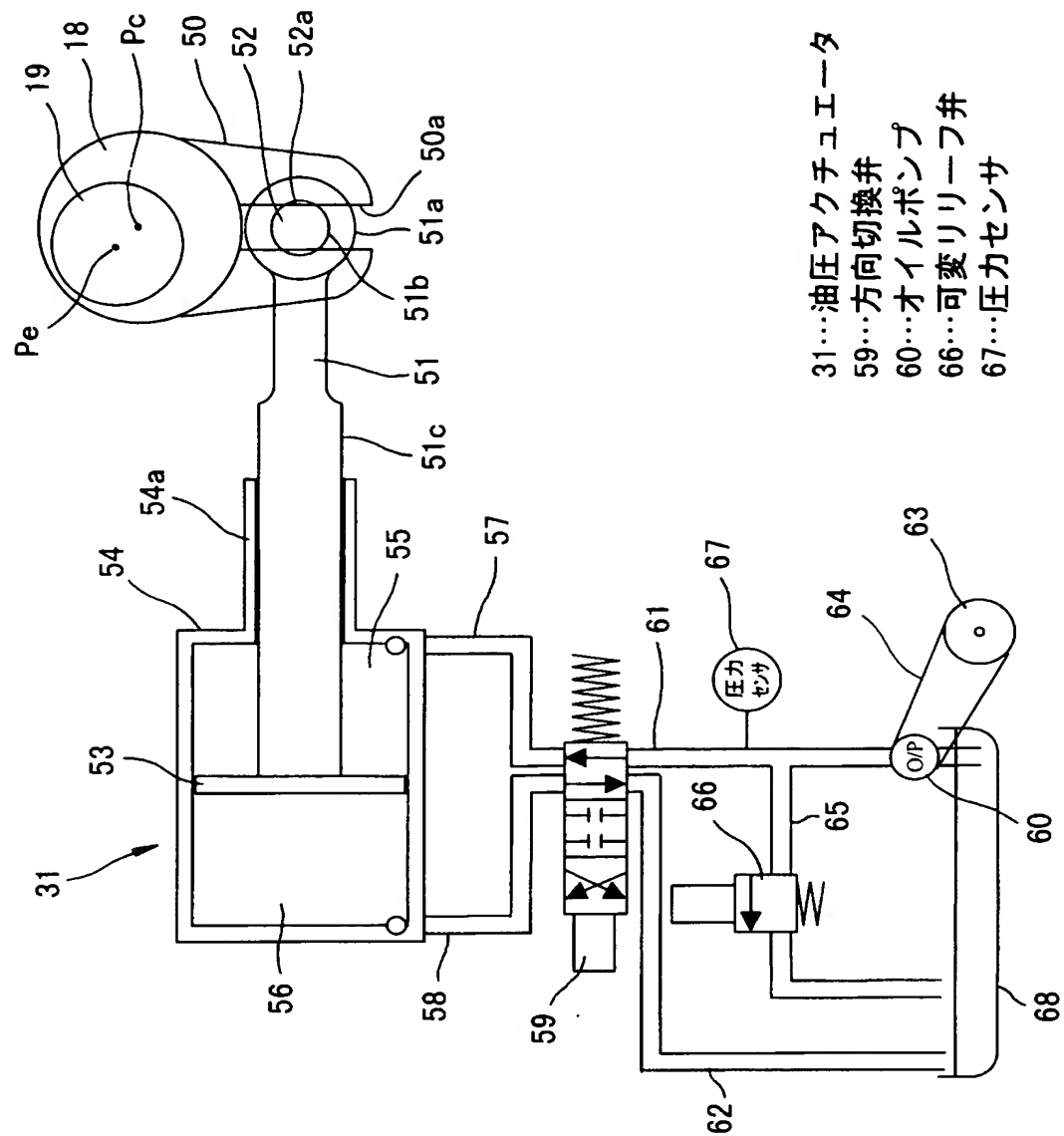
18…制御軸

19…偏心カム部

【図 2】

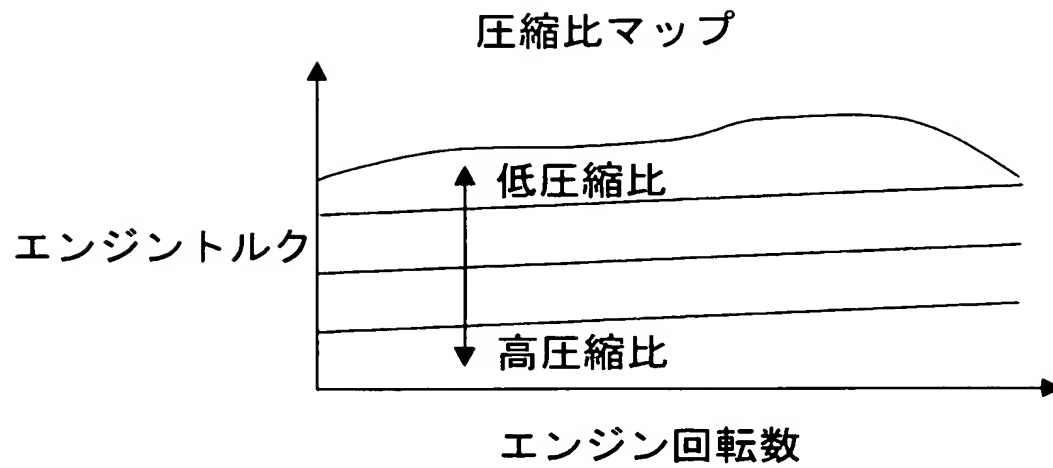


【図 3】

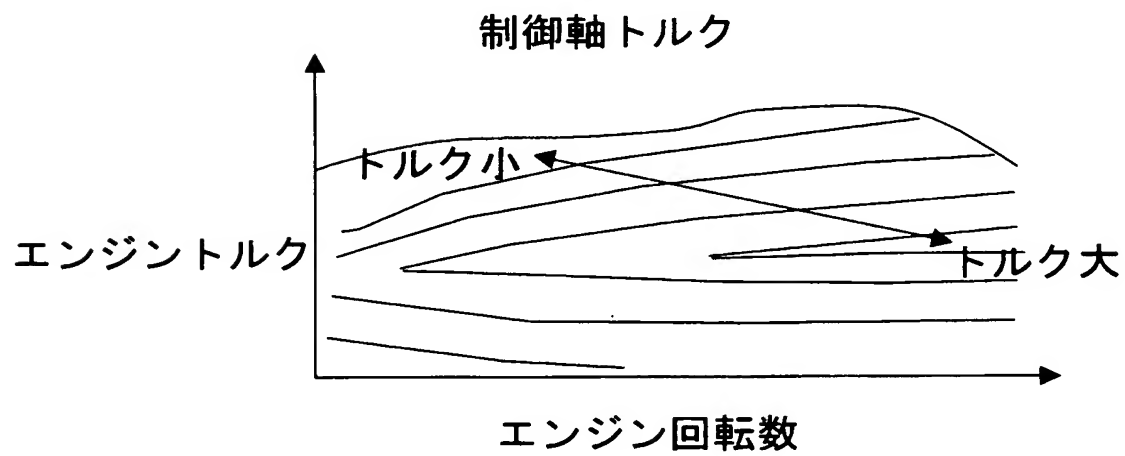


31…油圧アクチュエータ
59…方向切換弁
60…オイルポンプ
66…可変リリーフ弁
67…圧力センサ

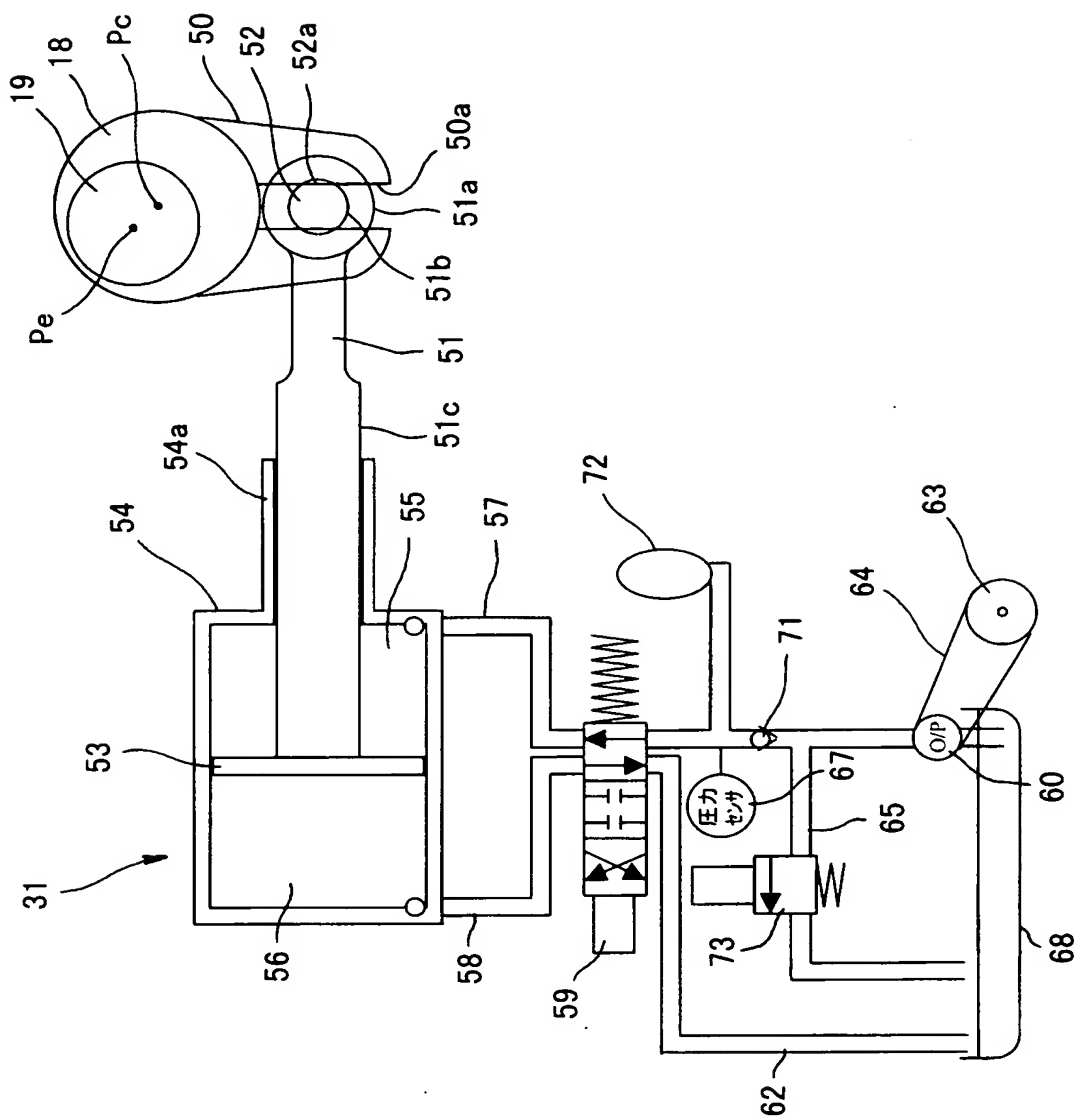
【図 4】



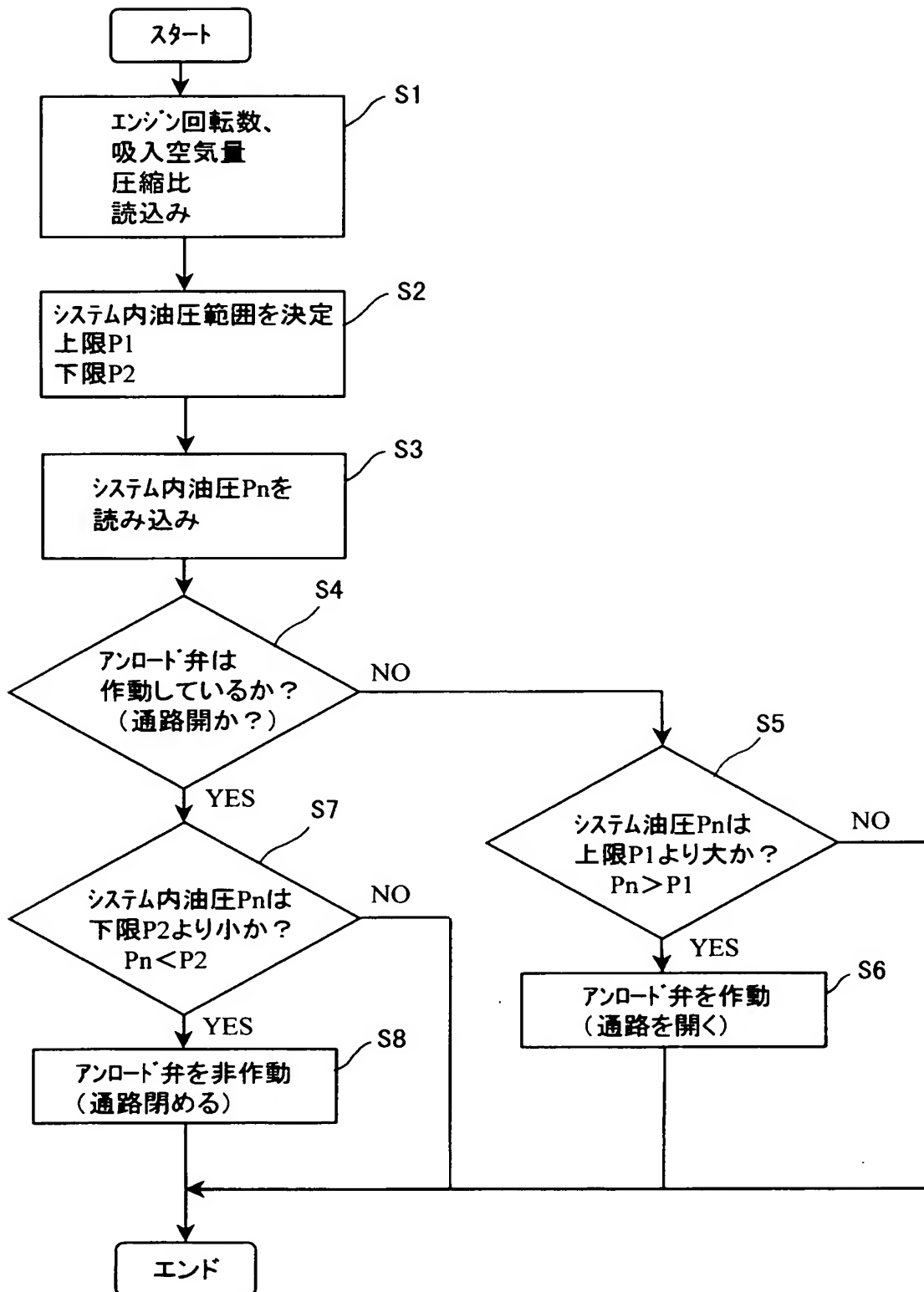
【図 5】



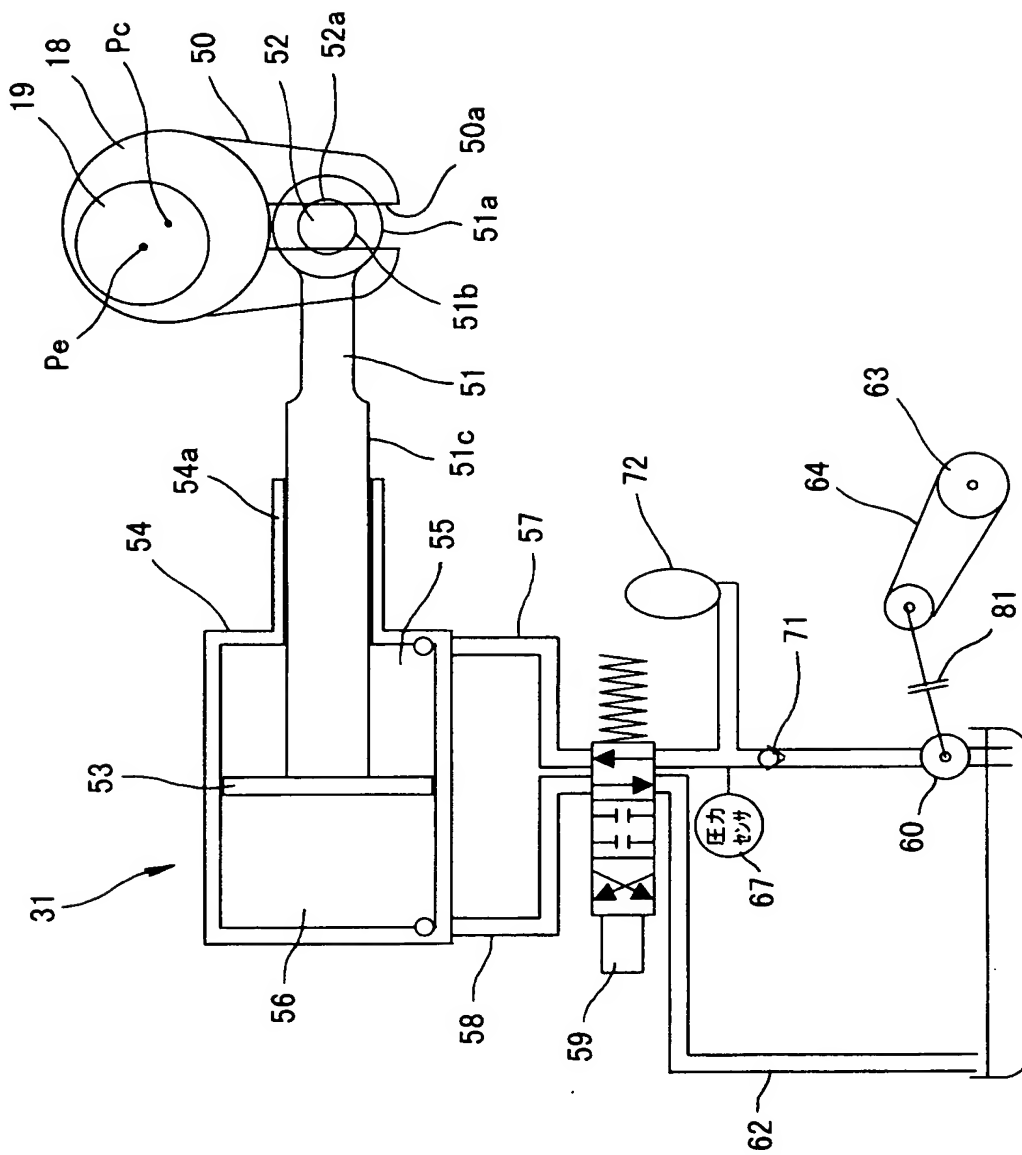
【图 6】



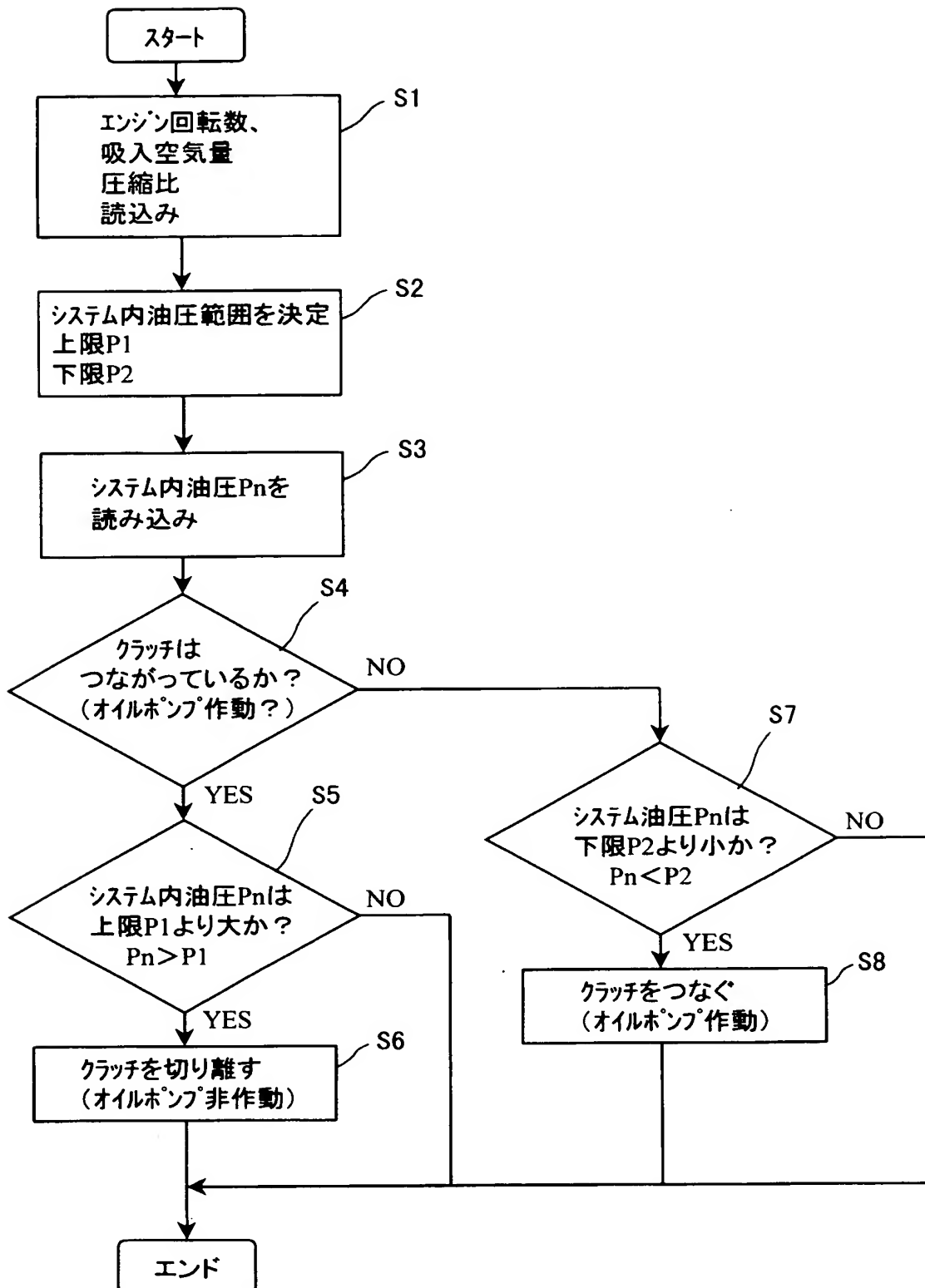
【図 7】



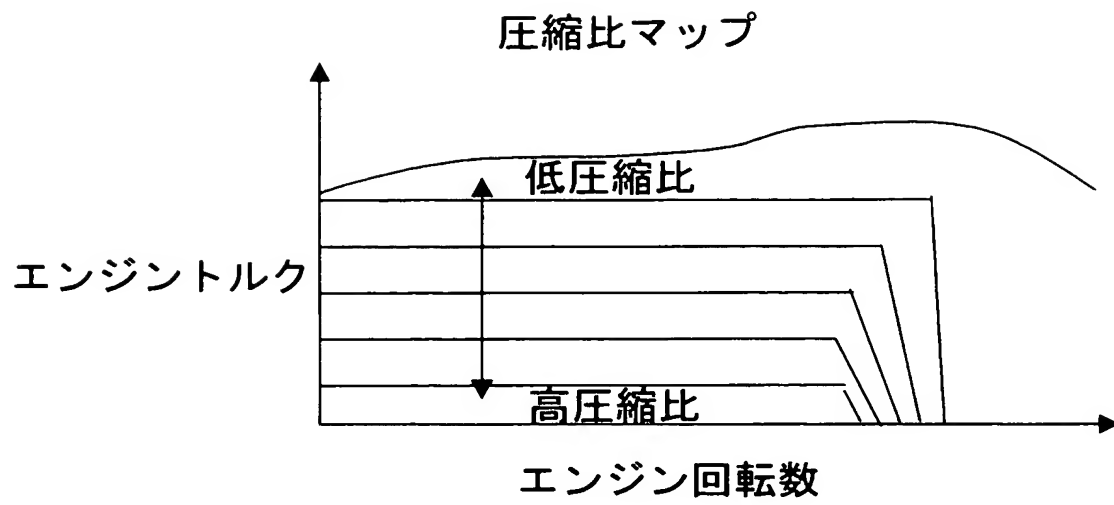
【図 8】



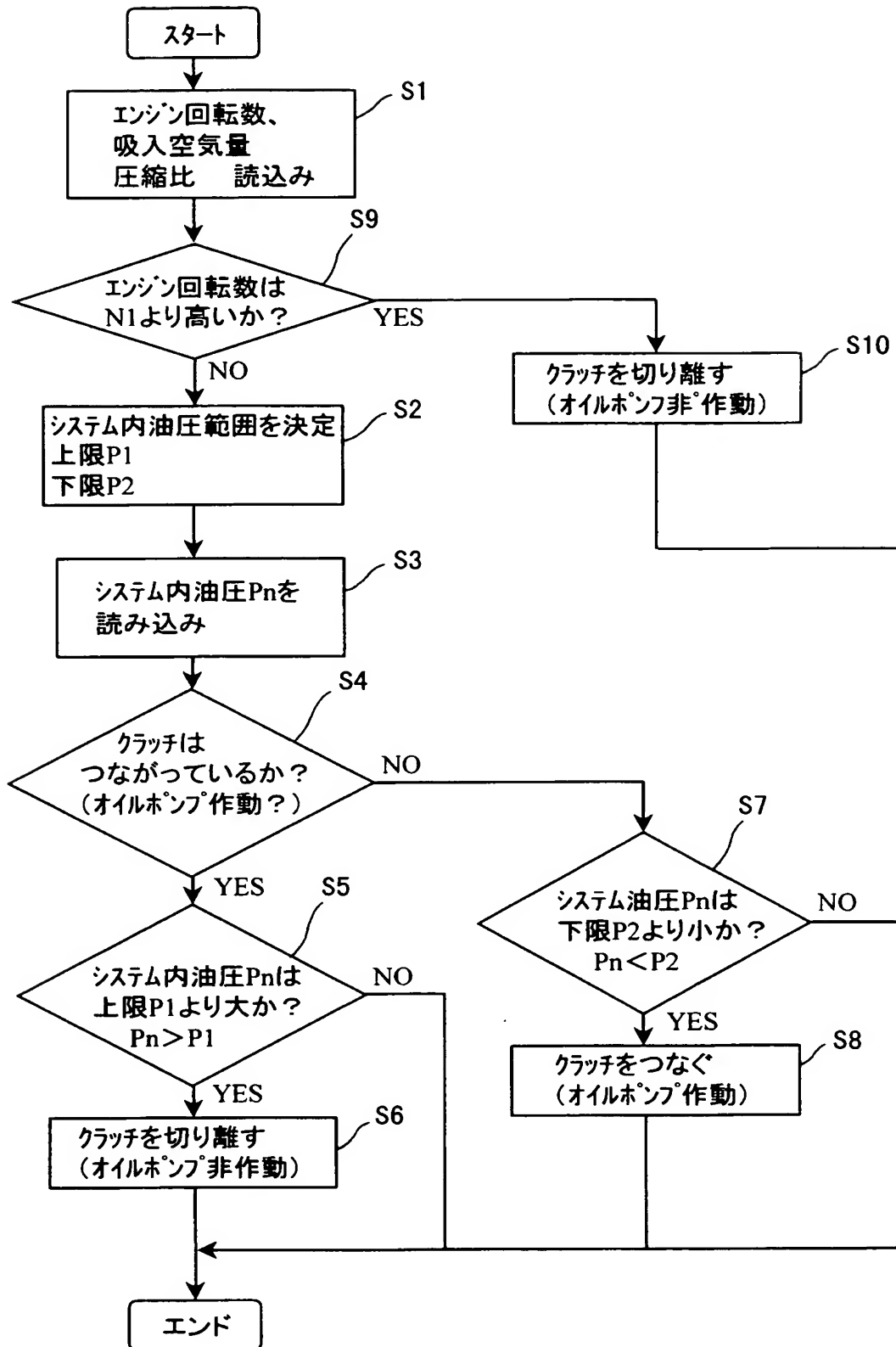
【図 9】



【図 10】



【図 11】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 圧縮比可変制御のための油圧アクチュエータ 3 1 の駆動に要する消費エネルギーを抑制する。

【解決手段】 可変圧縮比機構は、制御軸 1 8 の偏心カム部 1 9 の位置によって圧縮比が定まり、制御軸 1 8 は、油圧アクチュエータ 3 1 によって回転方向に駆動される。複動型ピストン－シリンダ機構からなる油圧アクチュエータ 3 1 は、油室 5 5、5 6 への作動油の導入および排出を、方向切換弁 5 9 によって切り換えることで駆動されるが、方向切換弁 5 9 上流の油圧が、圧力センサ 6 7 によって検出され、目標油圧となるように、可変リリーフ弁 6 6 によって制御される。オイルポンプ 6 0 は、クランクプーリ 6 3 によって機械的に駆動される。制御軸 1 8 の回転位置の保持および応答性の上で必要な範囲でより低い油圧にすることで、消費エネルギーが小さくなる。

【選択図】 図 3

特願 2 0 0 2 - 3 2 0 7 5 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社